

Drive for a system which is capable of oscillation

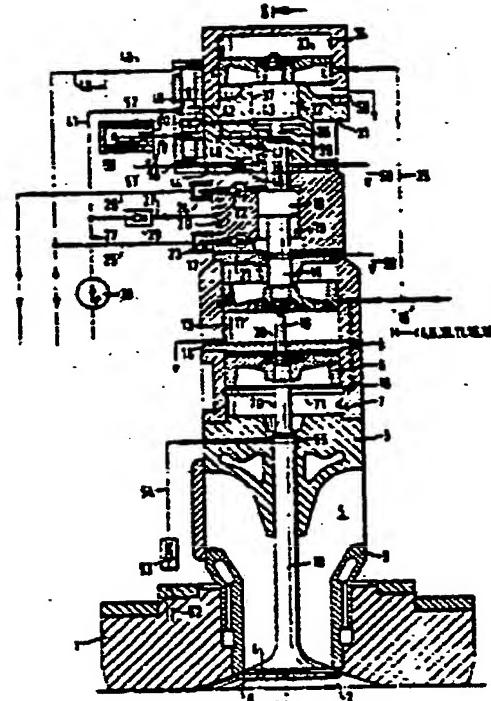
Patent number: DE3139399
Publication date: 1983-04-14
Inventor: STEIGER ANTON (CH)
Applicant: SULZER AG (CH)
Classification:
- International: B06B1/12; F01L1/16
- european: B06B1/12; F01L9/02; F01L9/02D
Application number: DE19813139399 19811003
Priority number(s): CH19810006291 19810930

Also published as:

JP58070013 (A)
 DK334082 (L)

Report a data error here**Abstract of DE3139399**

The known principle that a resiliently suspended mass (M) moves from one stable limit position into the other on the basis of half an intrinsic oscillation and is locked at the points of the reversal of movement is to be applied in systems with relatively large oscillating masses; therefore, the blocking device for the reversal of movement consists of dead-centre points of the oscillation made up of passive locking elements (21, 22); "passive" locking elements are to be understood as being blocking devices in which no accelerating force effect is exerted when the mass (M) oscillates into the limit position.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



⑯ Offenlegungsschritt
⑯ DE 31 39 399 A1

⑯ Int. Cl. 3:
B06B 1/12
F 01 L 1/16

DE 31 39 399 A1

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯

30.09.81 CH 6291-81

P 31 39 399.3-53
3. 10. 81
14. 4. 83

⑯ Anmelder:

Gebrüder Sulzer AG, 8401 Winterthur, CH

⑯ Erfinder:

Steiger, Anton, 8303 Illnau, CH

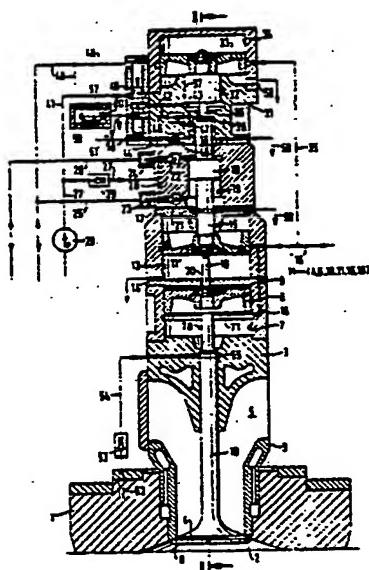
⑯ Vertreter:

Sparing, K., Dipl.-Ing.: Röhl, W., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.,
Pat.-Anw., 4000 Düsseldorf

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Antrieb für ein schwingungsfähiges System

Das bekannte Prinzip, daß eine federnd aufgehängte Masse (M) von einer stabilen Endlage in die andere aufgrund einer halben Eigenschwingung übergeht und in den Punkten der Bewegungsumkehr blockiert wird, soll in Systemen mit relativ großen schwingenden Massen angewendet werden; deshalb besteht die Blockiereinrichtung für die Bewegungsumkehr in Totpunkten der Schwingung aus passiven Verriegelungselementen (21, 22); unter "passiven" Verriegelungselementen werden Blockiereinrichtungen verstanden, bei denen beim Einschwingen der Masse (M) in die Endlage keine beschleunigende Kraftwirkung ausgeübt wird. (31 39 399)



- 21 -

Patentansprüche

1. Antrieb für ein schwingungsfähiges mechanisches System - insbesondere für ein Ventil im Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine - mit einer definierten Endlage in mindestens einem Schwingungstotpunkt, wobei die bewegte Masse des Systems federnd abgestützt mit ihrer Eigenfrequenz schwingt, und der Schwingungsweg einer ganzen Schwingungsweite sowie die Schwingungsdauer der Eigenfrequenz entsprechen, wobei ferner an den Enden des Weges selbsttätige Blockievorrichtungen und von aussen steuerbare Auslösemittel für das Schwingungssystem vorgesehen sind, und wobei schliesslich ein Impulsantrieb zum Ersetzen der während einer Schwingung entstandenen Energieverluste vorhanden ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Blockievorrichtung mindestens für Totpunkte mit definierter Endlage in passiven, eine Bewegungs-umkehr verhindernden Verriegelungselementen (21, 22) besteht.
2. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verriegelungselemente (21, 22) hubunabhängig am jeweiligen Wendepunkt der Bewegung selbsttätig eingreifen.
3. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens für Schwingungen zu Totpunkten mit definierten Endlagen ein energieverbrauchender Endlagendämpfer (6, 7, 30, 13) vorhanden ist.
4. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Blockievorrichtung in einem hydraulischen Verdrängerkolben (18) besteht, der in einem geschlossenen Zylinder (19) hin und her verschiebbar ist, dass ferner die durch den Kolben (18) getrennten Zylinderteilräume über eine

den Kolben (18) umgehende Umgehungsleitung (20) mit-
einander verbunden sind, und dass schliesslich in der
Umgehungsleitung (20) für mindestens eine Strömungs-
richtung ein von aussen übersteuerbares Rückschlagventil
5 (21, 22) vorgesehen ist.

5. Antrieb nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass
der Endlagendämpfer aus einem Pneumatik-Kolben (6) be-
steht, dessen Zylinderraum (7) über eine Strömungsdrossel
(30) geöffnet ist.
- 10 6. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass
als Impulsantrieb ein pneumatischer Antriebskolben (33)
dient, der mit einem hydraulischen Spannkolben (32) ver-
bunden ist.
- 15 7. Antrieb nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass
der Basisdruck der pneumatischen Antriebskolben (33)
einstellbar ist.
8. Antrieb nach Anspruch 6, für Ventile einer mehrzylindri-
schen Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, dass die
Förderleistung des hydraulischen Systems für die Spann-
20 kolben (32) des Impulsantriebs auf die Zylinderzahl der
Brennkraftmaschine abgestimmt ist.
9. Antrieb nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass
das Spannen des Antriebskolbens (33) von einer direkten
Steuerung durch das schwingende System gelöst ist.
- 25 10. Antrieb nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass
der Weg des Antriebskolbens (33) gegenüber dem Schwingungs-
weg des Systems verkürzt ist.
11. Antrieb nach Anspruch 4 und 6, dadurch gekennzeichnet,

dass die schwingende Masse (M), der hydraulische Verdrängerkolben (18) und der Impulsantrieb koaxial angeordnet sind, und dass ferner Verdrängerkolben (18) und Impulsantrieb mit ihren Steuer- und Antriebselementen sowie den zugehörigen Pneumatik- und Hydraulikleitungen um eine exzentrische Achse (66) schwenkbar sind.

P. 5658/Wg/IS

Gebrüder Sulzer, Aktiengesellschaft, Winterthur/Schweiz

Antrieb für ein schwingungsfähiges System

Die Erfindung betrifft einen Antrieb für ein schwingungsfähiges mechanisches System - insbesondere für ein Ventil im Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine - mit einer definierten Endlage in mindestens einem Schwingungstotpunkt,
5 wobei die bewegte Masse des Systems federnd abgestützt mit ihrer Eigenfrequenz schwingt, und der Schwingungsweg einer ganzen Schwingungsweite sowie die Schwingungsdauer der Eigenfrequenz entsprechen, wobei ferner an den Enden des Weges selbsttätige Blockievorrichtungen und von
10 aussen steuerbare Auslösemittel für das Schwingungssystem vorgesehen sind, und wobei schliesslich ein Impulsantrieb zum Ersetzen der während einer Schwingung entstandenen Energieverluste vorhanden ist.

Ein Antrieb der vorstehend genannten Art ist bekannt aus
15 der PCT-Anmeldung WO 81/01626; er dient für das Umschalten eines "binären Mechanismus", bei dem ein mechanisches Element zwischen zwei Endlagen hin und her bewegt wird. Dieser bekannte Antrieb wird in erster Linie verwendet für elektrische Schalter und Relais; er hat die Aufgabe, bei
20 minimalem Energieaufwand möglichst kurze Übergangszeiten von einer stabilen Endlage in die andere zu erreichen. Bei der bekannten Konstruktion steht das beim Übergang von einer Endlage in die andere eine halbe Eigenschwingung ausführende System in jeder Endlage unter der Spannung einer Feder; es wird in den Endlagen gehalten durch die
25

Wirkung eines Fermanentmagneten. Diese ist in jeder Endlage die Wirkung eines Elektromagneten überlagert, dessen magnetisches Kraftfeld durch Aenderungen seines Spulenstromes geändert und umgekehrt werden kann. Auf diese Weise wirkt
5 der Elektromagnet als Auslösemechanismus für das in der Endlage gehaltene System. Nach einer Auslösung wird das schwingende System zunächst während des ersten Viertels einer Schwingungsperiode durch die gespannte Feder beschleunigt; im zweiten Viertel der Schwingung erfährt das
10 schwingende System durch die zu spannende Feder für den Antrieb aus der bei gegenwärtiger Bewegung zu erreichenden Endlage heraus eine Abbremsung. Diese Abbremsung ist wirksam bis kurz vor dem "Einlauf" des Systems in diese andere Endlage; denn kurz vor dem Erreichen dieser Endlage verursachen die nur im Nahbereich wirksamen Magnetfeldkräfte der Permanent- und/oder Elektromagneten nochmals
15 eine Beschleunigung der schwingenden Masse kurz vor dem Erreichen der Endlage.

Besitzt der Antrieb nun in mindestens einem der Schwingungstotpunkte eine definierte Endlage, wie sie beispielsweise
20 in der Schliessstellung eines Ventils gegeben ist, so schlägt die schwingende Masse wegen der Beschleunigung am Ende der Halbschwingung mit einem harten Schlag auf den Anschlag der definierten Endlage auf. Ein derartiges Aufschlagen
25 kann bei relativ kleinen Systemen, die geringe schwingende Massen haben, in Kauf genommen werden. Ist die schwingende Masse jedoch gross, wie es beispielsweise bei Ventilen für grosse Brennkraftmaschinen der Fall ist, so führt ein
derartiges hartes Aufschlagen zu Beschädigungen des
30 schwingenden Systems und/oder des Anschlags der definierten Endlage.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, den Antrieb der eingangs

genannten Art so zu verbessern, dass ein "sanftes" Einfahren in die Endlage zumindest bei Schwingungstotpunkten mit definierter Endlage sichergestellt ist. Diese Aufgabe wird erfindungsgemäss dadurch gelöst, dass mindestens 5 die Blockiervorrichtung in Totpunkten mit definierter Endlage in passiven, eine Bewegungsumkehr verhindernden Verriegelungselementen besteht.

Durch passive, d.h. keine anziehende Kraftwirkung auf die schwingende Masse ausübende, Verriegelungselemente wird 10 eine Beschleunigung der Masse am Ende der Halbschwingung vermieden. Gegen die Kraft der Beschleunigungs f e d e r für eine Bewegung/der ^{aus} - bei der gerade ausgeführten Bewegung zu erreichenden - Endlage heraus erfolgt so ein "weiches" Einschwingen des schwingenden Systems in die definierte 15 Endlage.

Sehr vorteilhaft ist es, wenn die Verriegelungselemente weg- bzw. hubunabhängig am jeweiligen Wendepunkt der Bewegung selbsttätig eingreifen; denn dadurch verliert das System seine Funktionsfähigkeit auch dann nicht, wenn 20 - beispielsweise bei Endlagen, in denen die Schwingung frei ausläuft - die volle Schwingungsamplitude nicht erreicht wird.

Das sanfte Einlaufen der schwingenden Masse in eine definierte Endlage kann weiter verbessert werden, wenn zusätzlich ein energieverbrauchender Endlagendämpfer vorhanden ist. 25

Eine vorteilhafte konstruktive Ausgestaltung der Blockiervorrichtung ergibt sich, wenn diese in einem hydraulischen Verdrängerkolben besteht, der in einem geschlossenen 30 Zylinder hin und her verschiebbar ist, und wenn ferner

die durch den Kolben getrennten Zylinderteilräume über eine den Kolben umgehende Umgehungsleitung miteinander verbunden sind, und wenn schliesslich in der Umgehungsleitung für mindestens eine Strömungsrichtung ein von aussen übersteuerbares Rückschlagventil vorgesehen ist; ferner kann der Endlagendämpfer beispielsweise in einem Pneumatik-Kolben bestehen, dessen Zylinder Raum über eine Strömungsdrossel geöffnet ist. Eine Verwendung eines Pneumatik-Kolbens als Endlagendämpfer bringt vor allem 10 den Vorteil, dass die Dämpfung von der Temperatur praktisch unabhängig ist, da temperaturabhängige Viskositätsänderungen der Luft unbedeutend sind. Weiterhin können - bei einseitig wirkendem Dämpfer - Rückschlagventile für die Eliminierung der Dämpfungswirkung in der Gegenrichtung entfallen, da die Dämpfungswirkung in der Gegenrichtung 15 wegen des entstehenden Vakuums vernachlässigbar klein bleibt.

Bildet man den Impulsantrieb als pneumatischen Antriebskolben aus, der mit einem hydraulischen Spannkolben verbunden ist, so resultiert daraus als besonderer Vorteil die Einsparung von Oelakkumulatoren, die für ein hydraulisches Impulsantriebssystem notwendig wären. Die Dosierung der dem System pro Halbschwingung zugeführten Ueberschuss-
energie lässt sich bei einem pneumatischen Impulsantrieb in 25 einfacher Weise durch Verändern des Basisdrucks für den Antriebskolben erreichen.

Störungen der Schwingungsbewegungen des schwingungsfähigen Systems durch ein Spannen und Aufladen des Antriebskolbens für den Impulsantrieb können mit Sicherheit vermieden 30 werden, wenn der Weg des Antriebskolbens gegenüber dem Schwingungsweg der bewegten Masse verkürzt ist, und zwar

maximal auf den halben Hub der schwingenden Masse.

- Bei einer Anwendung des neuen Antriebs für die Ventile mehrzylindriger Brennkraftmaschinen ergibt sich eine vor- teilhafte Vereinfachung des ganzen Systems, wenn die
- 5 Förderleistung des hydraulischen Systems für die Spann-
kolben des Impulsantriebs auf die Zylinderzahl der Brenn-
kraftmaschine abgestimmt ist; denn die Phase des Spannens
der Antriebskolben kann dann mit Hilfe eines kontinuier-
lichen Oelzulaufs zu den Spannköhlen erfolgen. Durch den
- 10 Umstand, dass das Spannen des Antriebskolbens von einer
direkten Steuerung durch das schwingende System gelöst
sein kann, d.h. dass das Spannen nicht direkt an den Ab-
lauf der Ventilöffnungsseiten einer mehrzylindrigen Brenn-
kraftmaschine gebunden sein muss, kann darüberhinaus der
- 15 Forderung nach Kontinuität der Oelpumpenförderung für
sämtliche Zylinderzahlen entsprochen werden. Dies stellt
eine entscheidende Erleichterung für das hydraulische
System dar, da dadurch eine oder mehrere pneumatische
Akkuumulatoren entfallen können. Es ergibt sich daraus
20 ferner von selbst, dass das ideale Pumpensystem so ausge-
legt sein kann, dass es bei einer Umdrehung der Kurbel-
welle genau die Oelmenge fördert, die von sämtlichen Spann-
kolben benötigt wird. Auf diese Art lässt sich völlig
zwanglos auch die Hubdauer der Antriebskolben genau einhal-
ten, und zwar ohne jeden Regeleingriff und gültig für alle
25 Drehzahlen der Brennkraftmaschine.

Ein weiterer Vorteil lässt sich erreichen, wenn die schwin-
gende Masse, der hydraulische Verdrängerkolben und der
Impulsantrieb koaxial angeordnet sind, und wenn ferner
30 Verdrängerkolben und Impulsantrieb mit ihren Steuer-
und Antriebselementen sowie den zugehörigen Pneumatik-

- 9 -

und Hydraulikleitungen gegenüber der schwingenden Masse um eine exzentrische Achse schwenkbar sind.

Im folgenden wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels im Zusammenhang mit der Zeichnung näher erläutert.

5 Fig. 1 zeigt einen Längsschnitt durch ein mit dem neuen Antrieb ausgestattetes Auspuffventil einer Kolbenbrennkraftmaschine:

Fig. 2 ist ein zu Fig. 1 um 90° gedrehter Längsschnitt gemäss II-II von Fig. 1;

10 Fig. 3 ist ein Schnitt III-III von Fig. 2;

Fig. 4 gibt in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel α der Brennkraftmaschine die zeitliche Folge und Dauer des Funktionsablaufs für die einzelnen Elemente des Antriebs von Fig. 1 wieder.

15 Im Zylinderdeckel 1 (Fig. 1) eines Zylinders 2 eines nicht weiter dargestellten Dieselmotors sitzt zentral in einem Ventilkorb 3 ein Auspuffventil 4, welches, von dem neuen Antrieb gesteuert, periodisch einen Abgaskanal 5 freigibt bzw. verschliesst. Das obere Ende des im Ventilkorb 3 geführten Ventilschaftes 10 trägt einen Federkolben 6, der in einem feststehenden Zylinder 7 läuft und die Beschleunigungsfeder des schwingungsfähigen Systems "Ventil" für eine Bewegung des Ventils in Schliessrichtung ist; für diese Schwingungsrichtung hat das System im 20 Ventilsitz 8 des Ventilkorbes 3 eine definierte Endlage, in die der Ventilkörper möglichst "sanft" einlaufen soll.
25 Durch eine den Zylinder 7 abschliessende Trennwand 9, durch die in einer zentralen Bohrung 30 der verlängerte Schaft 10 des Ventils 4 greift, ist der Federkolben 6 von einem

- A -
10

darüberliegenden Zylinder 13 getrennt, in dem sich ein Gegenkolben 11 bewegt. Dieser bildet die Beschleunigungs-feder für die Oeffnungsbewegung des Ventils 4, das in dieser Richtung ungehindert "ausschwingen" kann, also keine definierte Endlage besitzt. Der zwischen Trennwand 9 und Gegenkolben 11 liegende Hohlraum des Zylinders 13 ist über eine Ausgleichsbohrung 14 mit der umgebenden Atmosphäre verbunden.

zum Ersetzen evtl. Leckverluste sind die Kolben 6 bzw. 11 zum Ersetzen evtl. Leckverluste sind die Kolben 6 bzw. 11
10 in ihrem oberen bzw. unteren Totpunkt über eine Leitung 16 an ein Druckluftsystem angeschlossen, durch das ihr als Federkraft wirkender Basisdruck aufrechterhalten und darüber-hinaus verändert werden kann.

Der Kolben 11 sitzt am unteren Ende einer vom Ventilschaft 10 aus Montagegründen getrennten Kolbenstange 15, wobei in beiden Endlagen der Kolben 6 und 11 zwischen ihr und dem Ventilschaft 10 ein geringer Leerhub vorhanden ist, ehe beide aufeinander einwirken. Die Kolbenstange 15 ist in einer oberen Abschlussplatte 17 für den Zylinder 13 geführt und mit einem hydraulischen Verdrängerkolben 18 verbunden, der in einem geschlossenen Ölzylinder 19 verschiebbar ist. Die beiden vom Kolben 18 getrennten Teile räume des Zylinders 19 sind über eine Umgehungsleitung 20 miteinander verbunden, in der für jede Strömungsrichtung 25 ein von aussen übersteuerbares Rückschlagventil 21 bzw. 22 vorgesehen ist.

Die Übersteuerung der Rückschlagventile 21, 22 erfolgt mit Hilfe von hydraulisch betätigten Steuerkolben 23 und 24, die an Steuerölleitungen 25 und 26 angeschlossen sind.
30 Zum Ausgleich von Leckverlusten mündet in die Umgehungsleitung 20 eine mit einem weiteren Rückschlagventil 29 versehene Nachspeiseleitung 27, die an ein Hochdruck-

oelsystem angeschlossen ist, von dem lediglich eine Förderpumpe 28 schematisch angedeutet ist.

- Der im geschlossenen Oelzylinder 19 verschiebbare Verdrängerkolben 18 mit seiner Umführungsleitung 20 und den übersteuerbaren Rückschlagventilen 21 und 22 bildet die - erfundungsgemäss passive - Blockiervorrichtung für eine Bewegungsumkehr der bewegten Masse M des schwingungsfähigen Systems, die aus dem Ventil 4, dem Ventilschaft 10, den beiden Kolben 6 und 11, sowie dem Verdrängerkolben 18 und der Kolbenstange 15 besteht. Mit dieser Blockiervorrichtung wird das schwingungsfähige System durch Sperren einer Strömungsumkehr für das durch die Umgehungsleitung 20 "pendelnde" Oel in den beiden Endlagen gehalten, ohne vorher eine Beschleunigung durch aktive Kräfte zu erfahren; dieses Sperren erfolgt durch die geschlossenen Rückschlagventile 21 und 22 im jeweiligen Totpunkt resp. Wendepunkt der Oeffnungs- bzw. der Schliessbewegung für das Ventil 4, und zwar unabhängig davon, in welcher Hublage die Umkehr der Bewegungsrichtung gerade stattfindet.
- Das Auslösen der Blockiervorrichtung erfolgt durch ein Übersteuern, d.h. ein Aufstossen, eines der Rückschlagventile 21 bzw. 22 mit Hilfe eines Steueröldrucks auf die Kolben 23 bzw. 24. Auf diese Weise kann der jeweilige Zeitpunkt des Oeffnungs- und Schliessbeginns in Funktion des Kurbelwinkels α des Motors frei gewählt und, falls notwendig, während des Betriebs verändert werden.

Für ein weiches Aufsetzen des Ventils 4 auf dem Ventilsitz 8 dient zusätzlich ein pneumatischer Endlagendämpfer, durch den die Schwingungsbewegung der bewegten Masse M des Systems in Schliessrichtung gedämpft wird. Der Endlagendämpfer besteht mit Vorteil aus einem Pneumatik-

- P -
12

kolben, dessen Zylinderraum über eine Strömungsdrossel geöffnet ist. Im vorliegenden Ausführungsbeispiel dient dafür der Federkolben 6 in Verbindung mit dem an die Trennwand 9 angrenzenden Hohlraum des Zylinders 7. Die 5 Drosselöffnung dieses Hohlraumes in der Trennwand 9 wird gebildet durch die Durchtrittsöffnung 30 für den Durchtritt des Ventilschaftes 10, deren Durchmesser gegenüber demjenigen des sie durchsetzenden Abschnittes des Schaftes 10 vergrössert ist, so dass ein ringförmiger Drosselpalt zum 10 Hohlraum des Zylinders 13 entsteht. Die Strömungsdrosselung durch den Ringspalt 30 bewirkt gleichzeitig den Entzug von - dem schwingungsfähigen System über einen noch zu beschreibenden Impulsantrieb aus Sicherheitsgründen zugeführter - Ueberschussenergie, die über den Ersatz der bei 15 den Schwingungen der Masse M auftretenden effektiven Energieverluste hinausgeht.

Oberhalb des Verdrängerkolbens 18 ist die Kolbenstange 15 in gleichem Durchmesser wie unterhalb des Kolbens 18 fortgeführt und durchdringt eine weitere Führungsbohrung im 20 Oelzylinder 19. Sie endet in einem Zwischengehäuse 31, in bzw. an dem ein hydraulischer Spannkolben 32 für einen weiteren, als Impulsantrieb dienenden pneumatischen Antriebskolben 33 bzw. die hydraulische Steuerung für das Spannen des Antriebskolbens 33 25 untergebracht sind. Der Antriebskolben 33 arbeitet in einem geschlossenen Zylinder 34, dessen Basisdruck bei abgesenktem Kolben 33 über eine aus der Leitung 16 abzweigende Speiseleitung 35 veränderbar ist, womit der Betrag der dem System zugeführten Energie eingestellt wird. 30 Eine Variation des Basisdrucks - sowohl am Federkolben 6 und am Gegenkolben 11 als auch am Antriebskolben 33 - hat praktisch keinen Einfluss auf das Verhalten und die

Eigenfrequenz des schwingungsfähigen Systems, da diese Frequenz praktisch unabhängig vom Basisdruck ist.

- Für die Weiterleitung der dem schwingungsfähigen System zuzuführenden, vom Antriebskolben 33 in seiner oberen Totpunktlage gespeicherten Energie ist am Spannkolben 32 unten eine Stossstange 36 angesetzt, die aus dem Hydraulikzylinder 37 des Spannkolbens 32 dichtend herausgeführt ist und an ihrem äusseren Ende einen Anschlag 38 zur Begrenzung des Aufwärtshubs des Spannkolbens 32 trägt. Die Stossstange 36 endet gegenüber der oberen Stirnfläche der Kolbenstange 15.

- Die Steuerung des Spannkolbens 32 erfolgt über einen Steuerschieber 40, der seitlich am Zwischengehäuse 31 sitzt. Durch seine Steuerkanten steuerbar, ist eine von der Pumpe 28 versorgte Druckölleitung 41 über eine Speiseleitung 42 im Gehäuse 31 an den Hydraulikzylinder 37 anschliessbar; diese Speiseleitung 42 mündet in den Zylinder 37 oberhalb einer Steuerkante 43, während eine weitere Leitung 44, in der ein Rückschlagventil 45 vorgesehen ist, unterhalb der Steuerkante 43 aus dem Zylinder 37 zur Unterseite des Steuerschiebers 40 führt. Die Leitungen 42 und 44 sind untereinander durch eine die Steuerkante 43 überbrückende Bypassleitung 46 verbunden, in der ein weiteres Rückschlagventil 47 vorhanden ist.

- Die Oberseite des Steuerschiebers 40 ist mit dem Steu druck eines Steueröls in einer Steuerleitung 48 beaufschlagt, die aus der Steuerleitung 25 für das Uebersteuern des unteren Rückschlagorgans 21 der Blockievorrichtung ab zweigt.

- Ueber weitere Steuerkanten des Steuerschiebers 40 ist eine Verbindung der Speiseleitung 42 zu einer Ablassleitung 49

steuerbar, mit der die zusätzlich von einer Feder 56 nach oben gedrückte Unterseite des Steuerschiebers 40 über einen Hilfsschieber 50 und eine Verbindungsleitung 51 verbunden ist; auf diesen Hilfsschieber 50 wirkt ebenfalls der 5 Steueröldruck aus der Leitung 48, der durch Verschieben des Hilfsschiebers 50 gegen die Kraft einer weiteren Feder 57 in seine rechte Endlage die Verbindung zwischen den Leitungen 51 und 49 unterbricht. Eine Oeffnung 80 10 zwischen dem Kolben 50 und der Leitung 49 ist als kleine Bohrung ausgebildet, die eine erhebliche Drosselwirkung erzeugen kann.

Nach längerem Stillstand des Antriebs muss damit gerechnet werden, dass die Luft aus den Zylindern 7, 13 und 34 der pneumatischen Kolben infolge von Leckverlusten entwichen 15 ist, so dass sich das Ventil 4 in seiner unteren offenen Endlage befindet. Ebenso werden der Verdrängerkolben 18, und damit der Gegenkolben 11, und der Antriebskolben 33 mit dem Spannkolben 32 in ihrer durch untere Anschlüsse des Verdrängerkolbens 18 bzw. des Spannkolbens 32 gegebenen 20 unteren Endlage liegen. Während für den Impulsantrieb, d.h. den Antriebskolben 33 und den Spannkolben 32, eine Inbetriebsetzung der Pumpe 28, wie noch beschrieben wird, automatisch ein Spannen des Antriebskolbens 33 bewirkt, ist es notwendig, das restliche System durch eine äussere Hilfe in den oberen 25 Totpunkt zu bringen. Hierfür dient im vorliegenden Ausführungsbeispiel die Anlassdruckluft des Dieselmotors. Von einem im Zylinderdeckel 1 schematisch angedeuteten Druckluftkanal 52 führt daher eine mit einem Rückschlag- 30 ventil 53 versehene Druckluftleitung 54 in den Ventilkorb 3 und mündet in einen Ringkanal 55, der eine Erweiterung der Führungsbohrung für den Ventilschaft 10 im Ventilkorb 3 ist. Wie Fig. 1 erkennen lässt, ist der Ringkanal 55 bei

geschlossenem Ventil 4 durch den Schaft 10 verschlossen, während bei geöffnetem Ventil 4 aufgrund einer Verengung 70 des Schaftdurchmessers eine Strömungsverbindung zur Unterseite des Federkolbens 6 besteht.

- 5 Mit 58 ist eine Druckausgleichsbohrung an der Unterseite des Antriebskolbens 33 bezeichnet, während 59 Leckagelitungen des hydraulischen Systems sind, die zurück in einen nicht dargestellten Tank des Druckölsystems führen.

- Eine einfache Möglichkeit für einen Austausch des Ventils 4 zusammen mit dem Ventilkorb 3, ohne dass hydraulische oder pneumatische Steuer- bzw. Antriebs- oder Versorgungsleitungen gelöst werden müssen, ergibt sich, wenn, wie in Fig. 2 und 3 gezeigt, der Antrieb zwischen zwei auf dem Zylinderdeckel 1 fixierten Schrauben 66 und 67 montiert 15 und auf der Niveahöhe T der Trennwand 9 geteilt ist. Die oberhalb der Ebene T liegenden Teile des Antriebs sind dabei mit Hilfe eines mit einer Oese versehenen Flansches 68 am Zylinder ^{und} 13 eines ähnlichen flanschartigen Ansatzes 69 am Zylinder 34 des Antriebskolbens 33 auf die linke Säule 20 66 aufgefädelt und um diese Säule schwenkbar, wobei im montierten Zustand ein nach aussen offener tangentialer Ausschnitt 62 eines zweiten flanschartigen Ansatzes 63 am Zylinder 34 in die rechte Säule 67 eingreift; durch Schraubenmuttern 64 ist der Antrieb auf den Säulen 66 und 25 67 gehalten.

- Der Flansch 68 ist darüberhinaus über eine Feder 61 federnd auf einer Hülse 60 abgestützt, die die Säule 66 umgibt. In der Säule 66 verläuft die von der Pumpe 28 (Fig. 1) kommende Zufuhr- oder Druckölleitung 27 für das Hochdruckkoel, 30 das einen Druck von über 100 bar aufweist, bis in den Flansch 68 hinein, ehe sie aus diesem Flansch 69 radial

austretend zum Abzweigepunkt für die Leitung 41 (Fig. 1) und weiter als Nachspeiseleitung in die Umgehungsleitung 20 führt.

- Alle übrigen in Fig. 2 nicht dargestellten Steuer- und Versorgungsleitungen, in denen ausschliesslich Drücke unter 10 bar herrschen, sind als bewegliche Schläuche ausgeführt; werden daher die Muttern 64 am oberen Ende der beiden Säulen 66 und 67 gelöst, so hebt die Feder an der linken Säule 66 die oberhalb der Ebene T liegenden Teile des Antriebs leicht an. Unter der nach einem Stillstand von einigen Minuten erfüllten Voraussetzung, dass, wie geschildert, alle beweglichen Teile nach erfolgter Stillsetzung in ihrer unteren Grenzlage angelangt sind, kann sodann wegen des rechtsseitigen tangentialen Ausschnittes 62 im Flansch 63 der ganze obere Teil nach links geschwenkt werden, da ausser der Oeldruckleitung 27 sämtliche übrigen Verbindungen mittels der erwähnten Schläuche bewerkstelligt sind. Dadurch wird es möglich, dass das Ventil 4 samt Ventilkorb 3 ausgebaut werden kann, ohne dass irgendeine der Zuleitungen zum Steuer- und Antriebssystem gelöst werden muss. Dies ist besonders wichtig für oelführende Leitungen, um die Gefahr des Eindringens von Luft und Schmutz auszuschalten.

Ausgehend vom erwähnten Stillstand sei die Funktionsweise des neuen Antriebs am geschilderten Ausführungsbeispiel nunmehr (in Verbindung mit Fig. 4) erläutert. Wie erwähnt, befinden sich alle Teile nach einem Stillstand von einigen Minuten in ihrer unteren Lage. Das Ventil 4 ist also offen, der Verdrängerkolben 18 und der Spannkolben 32 liegen auf dem unteren Anschlag auf. Weiterhin entfallen im Stillstand der Steueröldruck in den Steuerleitungen 25, 26 und 48 und der Druck des Hydrauliköles in der Druckleitung 27.

Durch die Feder 56 ist daher der Steuerschieber 40 in seiner oberen Grenzlage gehalten.

Bei Inbetriebsetzen des Motors gelangt der einsetzende Druck des Hydraulikoels über die Leitungen 27 und 41 und ^{und} 5 den Steuerschieber 40 sowie die Leitungen 42 und 46/über das Rückschlagventil 47 an die Unterseite des Spannkolbens 32, der mit seiner dadurch verursachten Aufwärtsbewegung ein automatisches Spannen des Antriebskolbens 33 des Impulsantriebs bewirkt. Der für das Anheben des Spann- 10 kolbens 32 nötige Druck im Zylinder 37 wird aufgrund der Drosselwirkung der Bohrung 80 erzeugt.

Wie bereits kurz angedeutet, dient das Anlassdruckluft- system des Motors dazu, das Ventil 4 nach einem Stillstand zu schliessen. Die Anlassdruckluft gelangt zu diesem Zweck 15 aus dem Kanal 52 im Zylinderdeckel 1 über das Rückschlag- ventil 53 und die Verbindung 54 in den Ringkanal 55. Durch den bei abgesenktem Ventilschaft 10 entstehenden Ring- spalt 70 (Fig. 1) zwischen dem Ringkanal 55 und dem Zylinder- raum unter dem Federkolben 6 fliest die Anlassdruckluft 20 unter diesen Kolben und hebt die ganze Masse M des schwingungsfähigen Systems soweit an, bis der Schaft 10 den erwähnten Ringspalt 70 verschliesst. In dieser Stellung ist die Ringnut 71 (Fig. 1) zwischen der Leitung 16 und dem "Feder"-Raum unterhalb des Federkolbens 6 bereits geöffnet, 25 so dass der volle Hub bis zum Schliessen des Ventils 4 durch Druckluft aus der Leitung 16 erfolgen kann, womit gleichzeitig der eine Halbschwingung des Systems zum Oeffnen des Ventils 4 antreibende Gegenkolben 11 gespannt ist. Damit ist das Gesamtsystem startbereit. 30 Ausgehend vom oberen Totpunkt der Kurbelwelle für den zugehörigen Zylinder des Motors ist in Zeile a der Fig. 4

- 15 18

schematisch die Stellung des Steuerschiebers 40 wiedergegeben, wobei dem oberen "Ein"- oder "1"-Niveau die obere Grenzlage und dem unteren "Aus"- oder "0"-Niveau die von einem Steueröldruck in der Steuerleitung 48 bewirkte untere Grenzlage entsprechen sollen.

- 5 Für das Öffnen des Ventils 4 ist es erforderlich, die das System in der oberen Endlage haltende Blockiervorrichtung auszulösen.

- Der dazu notwendige Eingriff wird bewirkt durch eine Steuerdruckerhöhung in den Steuerleitungen 25 und 48; die Druckerhöhung der Leitung 48 verschiebt dabei den Steuerschieber 40 beim Kurbelwinkel α_1 (Fig. 4) in die in Fig. 1 gezeigte untere Lage, in der eine Verbindung vom Zylinderraum 37 zum Ablauf 49 besteht; dieses Ver-
- 10 schieben des Steuerschiebers 40 leitet den Beginn einer Entlastung des Antriebskolbens 33 vom Oeldruck im Zylinder 37 über die Leitungen 42 und 49 ein, was in Fig. 4 durch den Sprung "0" nach "1" in Zeile b für die Zeit, in der zwischen α_1 und α_4 der Antriebskolben 32 vom hydraulischen Oeldruck entlastet wird, dargestellt ist.
- 15 20

- Weiterhin übersteuert der erhöhte Steuerdruck in der Leitung 25 das untere Rückschlagventil 21 der Blockiervorrichtung, wodurch ein Verdrängen des Oeles aus dem unteren Teilraum in den oberen des Zylinders 19 erfolgt und eine Abwärtsbewegung der Kolben 11 und 18 ermöglicht wird. Diese Bewegung wird zum Öffnen des Ventils 4 auf den Ventilschaft 10 übertragen, wobei der sich entspannende Antriebskolben 33 dem schwingungsfähigen System - zusätzlich zur Energie des sich entspannenden Gegenkolbens 11 - von oben 25 30 einen Energie-Impuls aufdrückt, der zum Ausgleich der Energieverluste, die bei realen schwingungsfähigen Systemen

nicht zu vermeiden sind, dient.

Während das Uebersteuern des Rückschlagventils 21 an den Zyklus des Motors gebunden ist, kann das Verschieben des Steuerschiebers 40 - und damit die Entlastung des Antriebskolbens 33 vom Druckoel an der Unterseite des Spannkolbens 32 - zu einem beliebigen Zeitpunkt kurz vor dem Oeffnen des Ventils 4 beginnen. Es ist daher möglich, das Entlasten des Antriebskolbens 33 gegenüber der Freigabe des schwingungsfähigen Systems vorzuverlegen, was beispielsweise in dem 10 gezeigten Beispiel durch ein Ansprechen des Steuerschiebers 40 bei einem niedrigeren Steuerdruck als demjenigen, bei dem das Rückschlagorgan 21 öffnet, geschehen kann. Selbstverständlich sind auch andere Massnahmen denkbar, um eine direkte Kopplung der Entlastung des Antriebskolbens 33 von 15 der Freigabe des schwingungsfähigen Systems und damit vom Kurbelwinkel des Motors zu erreichen; als Beispiel sei nur noch eine zeitliche Staffelung der Steuerimpulse in getrennten Steuerdruckölleitungen 25 und 48 erwähnt.

Das gleichzeitige oder - wie in Fig. 4 gezeigt - wahlweise 20 bis zu einem Zeitpunkt α_2 leicht verzögert beginnende Oeffnen des Rückschlagventils 21 versinnbildlicht Zeile c der Fig. 4, wobei das Niveau "1" dem offenen Zustand des Rückschlagventils 21 entspricht. Die zur Zeit α_2 einsetzende Wirkung dieser Uebersteuerung ist in Zeile f mit 25 dem Beginn des Oeffnungshubes für das Ventil 4 gezeigt.

Bei seiner Abwärtsbewegung - während des Oeffnens des Ventils 4 - überfährt der vom Antriebskolben 33 angetriebene Spannkolben 32 in der Nähe seiner unteren Endlage die Steuerkante 43 (Zeitpunkt α_3 in Fig. 4), wodurch die Verbindung Zylinderraum 37 zur Ablassleitung 49 unterbrochen 30 wird. Bei seiner weiteren Bewegung verdrängt der Spann-

- 1720

kolben 32 somit Öl in das Volumen auf der Unterseite des Steuerschiebers 40, wodurch dieser mit Unterstützung der Feder 56 - entgegen der Wirkung des noch immer auf ihm lastenden Steuerdrucks auf seiner Oberseite - in die obere Grenzlage verschoben wird. Bei Erreichung der unteren Endlage, d.h. beim Aufliegen des Spannkolbens 32 auf dem Boden des Zylinders 37, gelangt der Federraum oberhalb des Antriebskolbens 33 im Zylinder 34 in den Bereich der Zubringerleitung 35 für Druckluft, wodurch der Impulsantrieb auf den gewünschten Druck aufgeladen und Leckluft ersetzt wird.

Sobald der Steuerschieber 40 seine obere Grenzlage voll erreicht hat, ist der Antriebskolben 33 entspannt, was beim halben Öffnungshub des Ventils 4 zum Zeitpunkt α_4 in Fig. 4 der Fall ist; zu diesem Zeitpunkt wird durch den Steuerschieber 40 gleichzeitig eine Verbindung der Druckölleitung 41 über die Leitung 46 und das Rückschlagventil 47 zur Unterseite des Spannkolbens 32 freigegeben; dadurch beginnt sich der Spannkolben 32 wieder nach oben zu bewegen, bis der Anschlag 38 der Stossstange 36 zum Anschlag kommt, was beim Kurbelwinkel α_6 der Fall ist. Dadurch wird der Antriebskolben 33 wieder gespannt (Zeile d in Fig. 4).

Um während dieses Spannens des Antriebskolbens 33 zu sichern, dass der Steuerschieber 40 nicht vom Steueröldruck auf seiner Oberseite wieder nach unten gedrückt wird, ist in der Leitung 44 zwischen dem Steuerschieber 40 und dem Spannkolben 32 das Rückschlagventil 45 vorhanden; dieses Rückschlagventil 45 würde jedoch die beim nächsten Steuereingriff benötigte Abwärtsbewegung des Steuerschiebers 40 verhindern, deshalb ist im Nebenschluss zum Steuerschieber 40 der Hilfsschieber 50 angeordnet. Er befindet sich bei vorhandenem Steueröldruck in seiner rechtsseitigen Grenz-

lage, wodurch er die Verbindung der von der Unterseite des Steuerschiebers 40 kommenden Leitung 51 mit der Ablassleitung 49 unterbricht.

Verschwindet der Steuerdruck, d.h. kurz nach Erreichen 5 der unteren Endlage des Ventils 4 - beim Kurbelwinkel α_5 in Fig. 4 -, so wird der Hilfsschieber 50 durch seine Feder 57 in die linke Grenzlage gedrückt. Damit wird nun die Verbindung zwischen der Unterseite des Steuerschiebers 40 und der Ablassleitung 49 hergestellt. Von diesem Augen- 10 blick an wird der Steuerschieber 40 allein durch seine Feder 56 in der oberen Grenzlage gehalten.

Ein Schliessen des Ventils 4 - dargestellt in Zeile f von Fig. 4 - wird eingeleitet durch einen während der Zeit α_7 bis α_8 (Niveau "1" in Zeile e der Fig. 4) wirksamen 15 Steuerdruckimpuls, der über die Leitung 26 das obere Rück- schlagventil 22 der Blockierzvorrichtung übersteuert; da- durch wird der Strom des durch die Umgehungsleitung 20 um den Verdrängerkolben 18 herum zirkulierenden Oels freige- geben, das unter der Verdrängerwirkung des Kolbens 18 dabei 20 vom oberen in den unteren Teilraum des Zylinders 19 ver- drängt wird. Bei dieser Schliessbewegung des Ventils 4, die durch das "Entspannen" des Federkolbens 6 angetrieben wird, kommt in der beschriebenen Weise der Endlagendämpfer zur Wirkung, weil die vom Federkolben 6 verdrängte Luft 25 nur unter Energieverbrauch durch den Drosselspalt 30 ent- weichen kann. Der Endlagendämpfer verbessert einerseits das sanfte Einlaufen des Ventils 4 in seine definierte Endlage in Schliessstellung; zum anderen wird durch ihn die dem System durch den Antriebskolben 33 zugeführte, 30 zur Deckung der Energieverluste nicht benötigte Ueberschussenergie vernichtet. Das Schliessen des Ventils 4

ist zur Zeit α_8 abgeschlossen.

Ein erneutes Oeffnen des Ventils 4 wird eingeleitet durch ein Wiedereinschalten des Steueröldrucks in den Leitungen 25 und 48, womit das untere Rückschlagorgan 21 übersteuert und der Impulsantrieb entlastet werden. Dabei bewegen sich 5 der Steuerschieber 40 und der Hilfsschieber 50 gleichzeitig gegen die untere bzw. rechte Grenzlage, da ihre Federmasse- systeme auf gleiches dynamisches Verhalten, d.h. gleiche 10 Eigenschwingungen, abgestimmt sind. Der Hub des Hilfs- schiebers 50 ist jedoch länger als derjenige des Steuer- schiebers 40; dadurch wird die Verbindung zwischen den Leitungen 51 und 49 erst unterbrochen, nachdem der Steuer- schieber 40 seine untere Grenzlage bereits erreicht hat.

Abschliessend sei nochmals festgehalten, dass der Hub des 15 Impulsantriebs wesentlich kürzer ist als derjenige des Ventils 4; daraus folgt, dass der Antriebskolben 33 des Impulsantriebs seinen oberen Totpunkt bereits erreicht hat, bevor das Ventil 4 in seine obere Endlage eingelaufen ist. Auf diese Weise wird ein mechanischer Zusammenstoss 20 dieser beiden Systeme mit Sicherheit verhindert.

Bezüglich der einzelnen Phasen des vorstehend beschriebenen Funktionsablaufs sind die Lage innerhalb einer Kurbel- wellendrehung und die Dauer der Phase des Spannens des Antriebskolbens 33 (Zeile d in Fig. 4) von besonderer 25 Bedeutung, weil es sehr vorteilhaft ist, wenn die Oelzu- fuhr zu den Spannkolben 33 aller Zylinder völlig konti- nuierlich stattfinden kann. Diese Bedingung kann erfüllt werden, wenn die Dauer dieser Phase mit dem Kurbelab- stand zweier Zylinder übereinstimmt. Bei einem Vier- 30 Zylinder-Motor, also der niedrigsten gebräuchlichen

Zylinderzahl, beträgt die für das Spannen des Antriebskolbens 33 zur Verfügung stehende Zeit eine $1/4$ -Drehung der Kurbelwelle; wie in Fig. 4 aus der Zeile d abzulesen und bereits beschrieben worden ist, beginnt das Spannen des Antriebskolbens beim Winkel α_4 . Es endet, wie erwähnt, beim Kurbelwinkel α_6 ; die willkürlich wählbare Spanndauer kann somit tatsächlich auf eine $1/4$ -Drehung ausgedehnt werden, da die Grenzwerte dafür folgendermassen bestimmt sind: Der Beginn des Spannens fällt auf den halben Hub des Ventils 4 bei seiner Oeffnungsbewegung und das Ende muss unmittelbar vor dem Uebersteuern des oberen Rückschlagventils 22 der Blockierzvorrichtung erfolgen, um ein mechanisches Zusammenstossen der Stossstange 36 mit dem sich aufwärts bewegenden Ventil 4 über den Schaft 10 und die Kolbenstange 15 sicher zu vermeiden. Bei einem Gesamtoffnungswinkel von 120° und einer Hubdauer von 20° entspricht das genau der gewünschten Vierteldrehung der Kurbelwelle. Bei höheren Zylinderzahlen nimmt die für den Spannvorgang geforderte Phasendauer entsprechend ab und beträgt beispielsweise bei neun-Zylindern noch 40° . Bei Motoren mit 10 und 12 Zylindern werden immer gleichzeitig zwei Antriebskolben geladen, wodurch sich der Ladewinkel wieder auf 72 bzw. 60° erhöht. Da, wie bereits erwähnt, das Spannen eines Antriebskolbens nicht direkt an den Ablauf der Ventilöffnungszeiten des Motors gebunden ist, kann der Forderung nach Kontinuität der Oelförderung für sämtliche Zylinderzahlen entsprochen werden. Dazu wird vorteilhafterweise das Druckölsystem für das Spannen des Spannkolbens 32 so ausgelegt, dass es bei einer Umdrehung der Kurbelwelle genau die Oelmenge fördert, die von sämtlichen Spannkolben 32 benötigt wird. Auf diese Art lässt sich völlig zwanglos die Hubdauer des Antriebskolbens 33 ohne jeden Regeleingriff und gültig für alle Motorendrehzahlen genau einhalten.

-24-
Leerseite

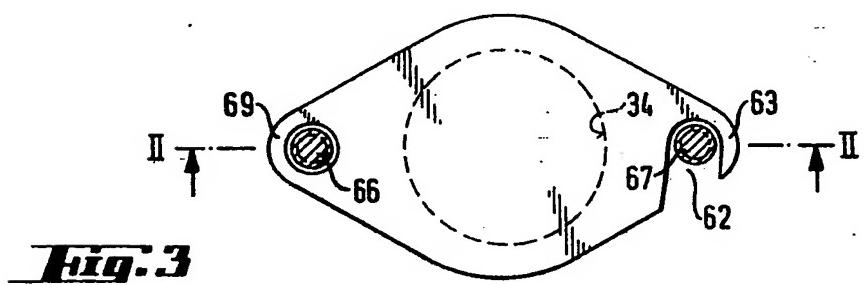
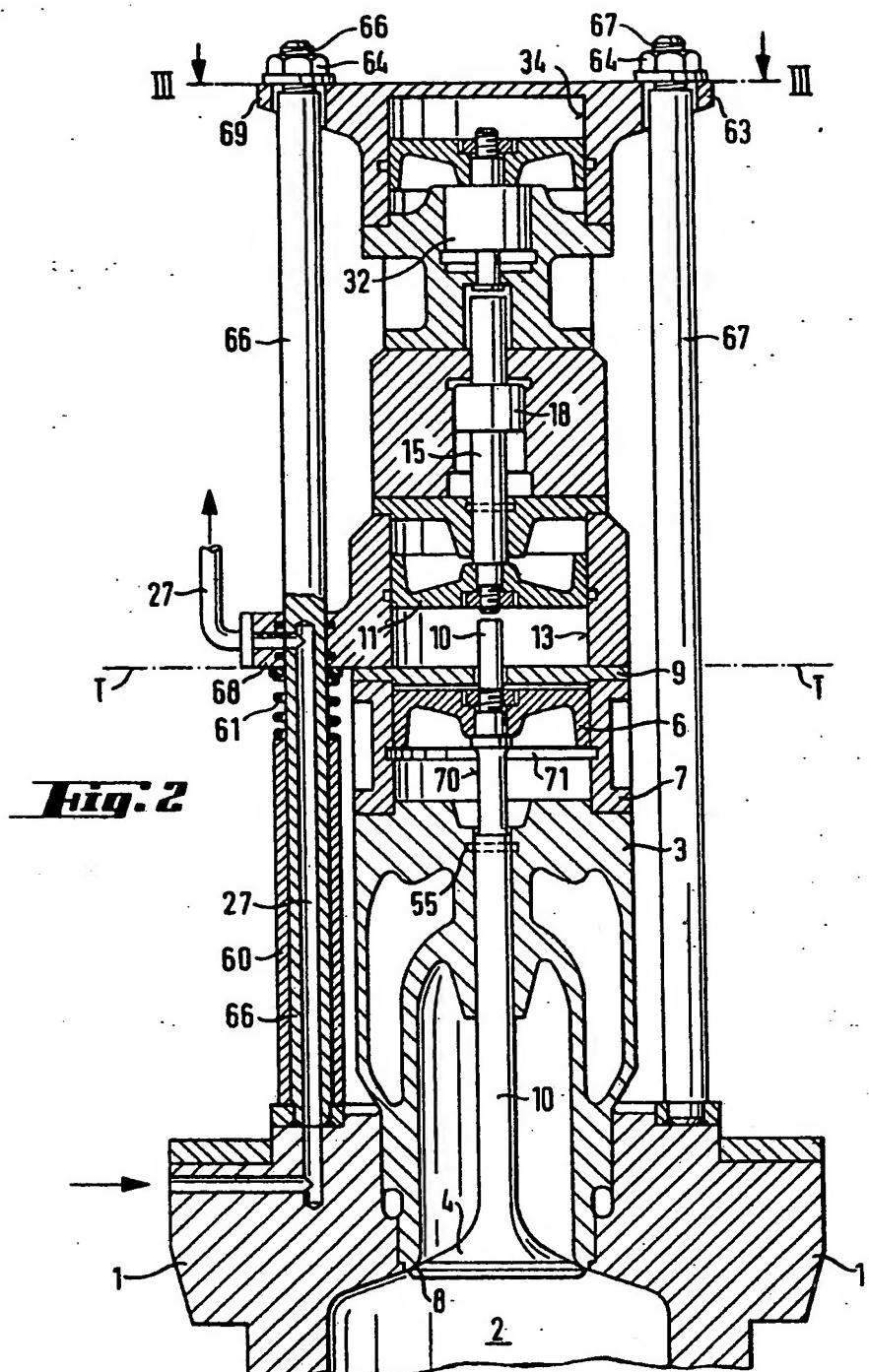
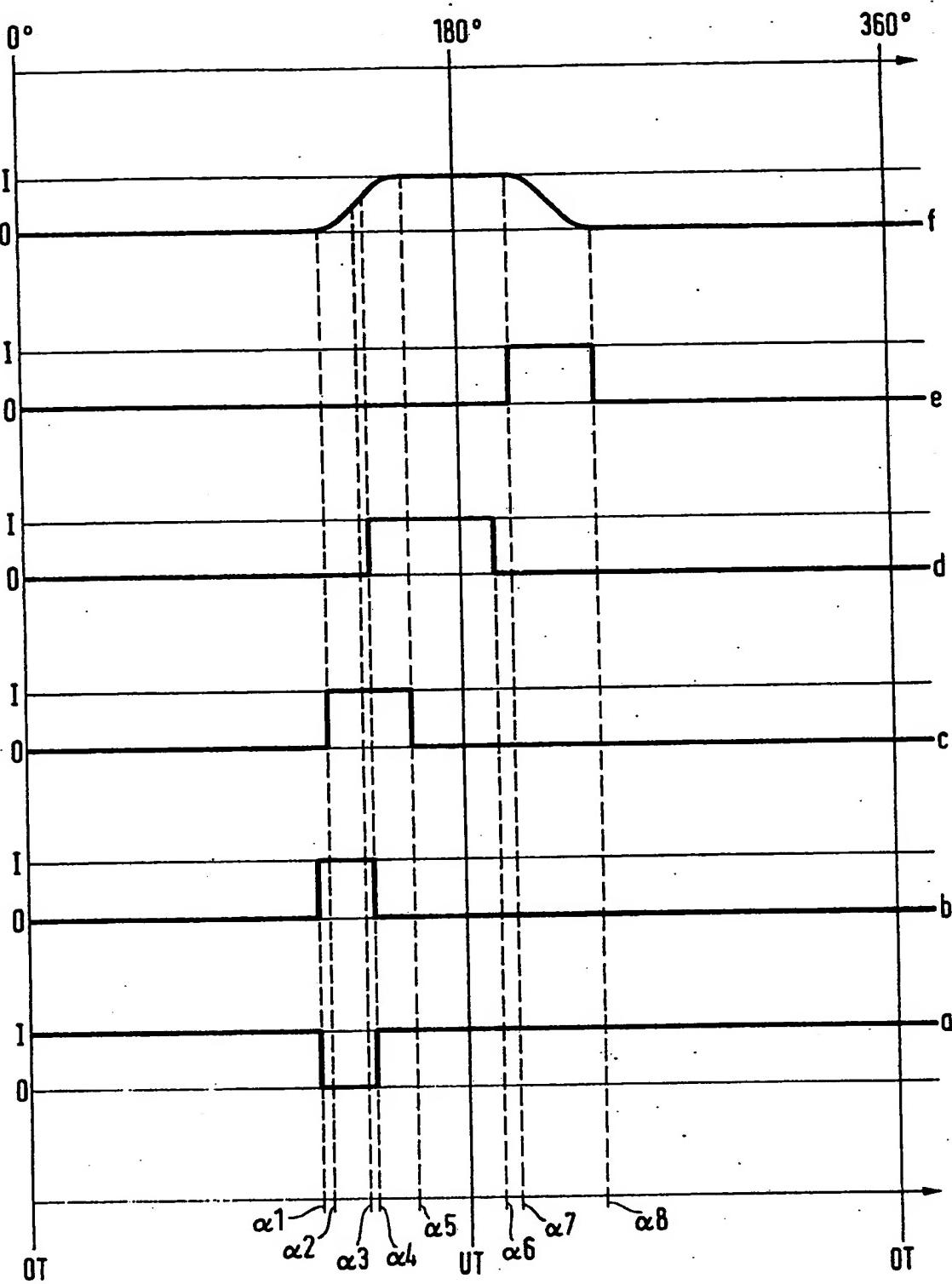


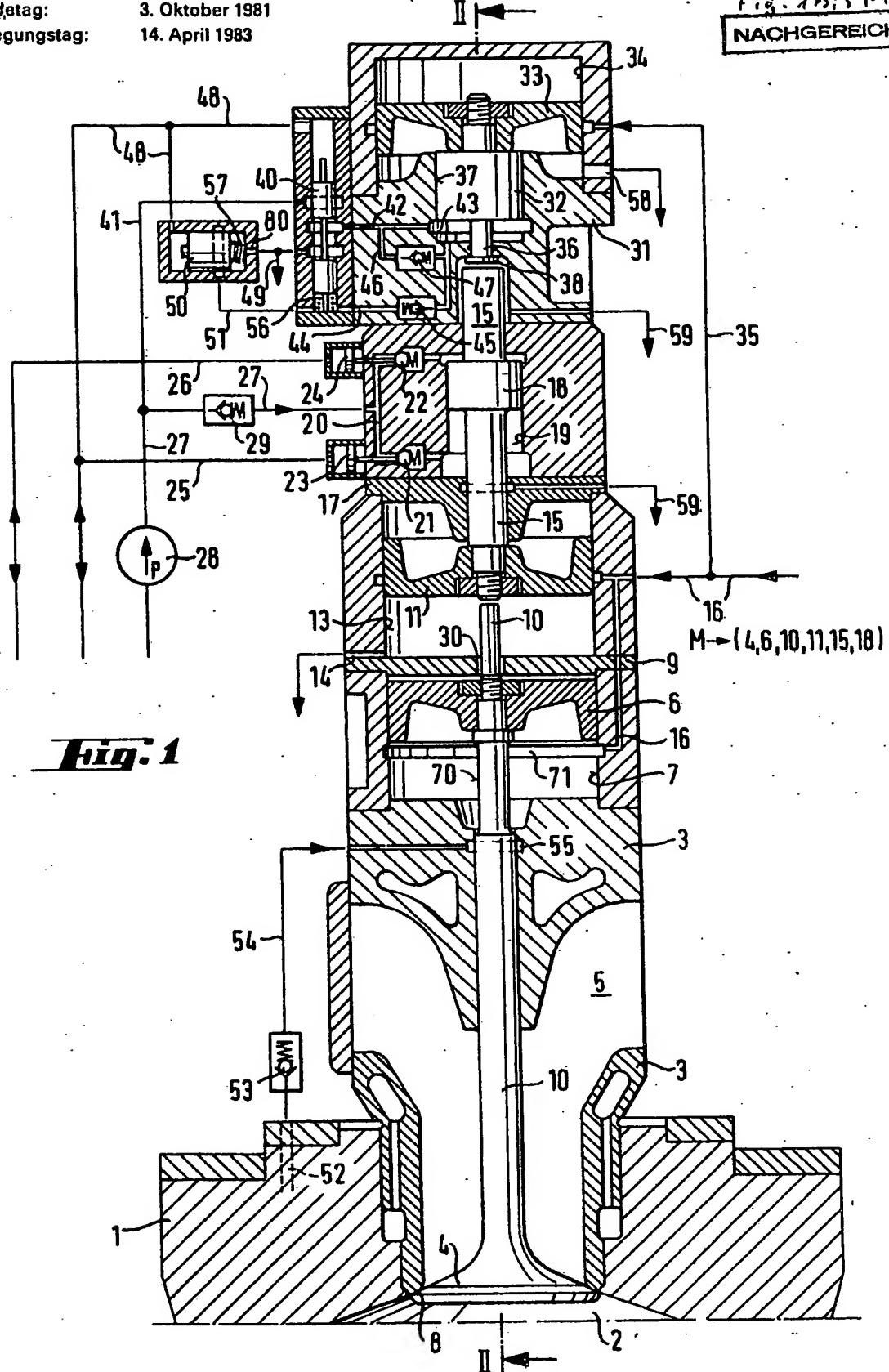
Fig. 4

Nummer:
Int. Cl.³:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

3139399
B06B 1/12
3. Oktober 1981
14. April 1983

3139399

Fig. 1 to Fig. 6
NACHGERECHT



This Page is inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT OR DRAWING
- BLURED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- GRAY SCALE DOCUMENTS
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- REPERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.
As rescanning documents *will not* correct images
problems checked, please do not report the
problems to the IFW Image Problem Mailbox